

Nâng cao hiệu suất nạp động cơ diesel một xy-lanh trên cơ sở cải tiến biên dạng họng nạp

- Võ Thanh Vang
- Huỳnh Thanh Công

Phòng thí nghiệm Trọng điểm ĐHQG-HCM Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG-HCM

(Bài nhận ngày 13 tháng 7 năm 2015, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 16 tháng 10 năm 2015)

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày một giải pháp nâng cao hiệu suất nạp động cơ diesel 1 xy-

lanh bằng sự cải tiến biên dạng họng nạp.

Key words: Hiệu suất nạp, biên dạng họng nạp, động cơ diesel 1 xy-lanh

1. GIỚI THIỆU

Ở nước ta động cơ diesel-1 xy-lanh được sử dụng rất phổ biến, cụ thể trong các lĩnh vực như : máy bơm nước, máy phát điện, máy nén khí, ghe thuyền, máy chế biến, máy cày, máy xới, máy xay xát, máy công nghiệp... trong số đó động cơ diesel RV125-2 SWEAM do Công ty TNHH MTV Động cơ và Máy nông nghiệp Miền Nam (SVEAM) sản xuất theo bản quyền của hãng Kubota (Nhật Bản) được nhiều người sử dụng vì : công suất phù hợp, gọn nhẹ, dễ sử dụng, chạy êm, bền bỉ và giá cả phải chăng...Tuy nhiên, do động cơ được sản xuất dựa trên bản quyền của Kubota cách đây đã 20 năm, chế tạo theo công nghệ cũ nên những đặc tính của động cơ đặc biệt là đặc tính công suất, khí thải còn thấp. Để đáp ứng được mục tiêu xuất khẩu cũng như nâng cao thị trường trong nước thì cần phải giải quyết được những vướng mắc vừa nêu. Qua quá trình nghiên

cứ nhận thấy nâng cao hiệu suất nạp là một trong những phương pháp tối ưu.

Vì vậy, mục tiêu của nghiên cứu là nâng cao hiệu suất nạp, điều đó đồng nghĩa với việc nâng cao quá trình hình thành hỗn hợp của động cơ, cải thiện quá trình cháy tốt hơn dẫn đến giảm ô nhiễm khí thải độc hại, tiết kiệm nhiên liệu, nâng cao công suất và giúp động cơ bền hơn. Với kết quả nghiên cứu có thể ứng dụng vào thực tiễn cho việc chế tạo mới động cơ hoặc cải tiến từ động cơ đã sản xuất.



Hình 1. Động cơ Diesel RV125-2 do Công ty SVEAM thiết kế và chế tạo

2. TRÌNH TỰ NGHIÊN CỨU

Tìm hiểu và phân tích ưu/khuyết điểm kết cấu họng nạp/thải động cơ RV125-2. Từ đó, số hóa 3D họng nạp bằng phần mềm chuyên dùng.

Tính toán nhiệt quá trình nạp để cung cấp các thông số lý thuyết cần thiết.

Xây dựng mô hình tính toán số “Họng nạp-Buồng cháy” động cơ RV125-2 bằng sự kết hợp giữa các phần mềm mô phỏng tính toán hiện đại như SOLIDWORK-ANSYS-GAMBIT-FLUENT nhằm xác định các thông số vật lý của mô hình như: phân bố trường nhiệt độ, áp suất, vận tốc, động năng rối,... của mô hình họng nạp-buồng cháy thực tế.

Đề xuất phương án cải tiến họng nạp, nâng cao hiệu suất nạp của động cơ RV125.

Tính toán tương tự cho mô hình cải tiến.

Phân tích so sánh đối chứng giữa mô hình cải tiến và mô hình cơ bản. Phương pháp sử dụng chính trong nghiên cứu này là tính toán mô phỏng số CFD 3D có tham khảo các thông số thực nghiệm tại PTN Động cơ đốt trong và phần mềm AVL BOOST (ver2011.1).

3. ĐỘNG CƠ NGHIÊN CỨU:

Bảng 2.1

| Thông số kỹ thuật | RV125-2 |
|---------------------------------------|----------------------------|
| Loại | 4 kỳ, 1 xy-lanh, nằm ngang |
| S x D (mm) | 90 x 94 |
| Thể tích xy-lanh (cm ³) | 624 |
| Công suất định mức (mã lực/vòng/phút) | 10,5/2200 |
| Công suất tối đa | 12,5/2400 |
| Mô-men cực đại (kgf.m/vòng/phút) | 4,04/1800 |
| Tỉ số nén | 18:1 |

| | |
|--|-----------------------------|
| Nhiên liệu | Diesel |
| Thể tích thùng nhiên liệu | 10,5 lít |
| Suất tiêu thụ nhiên liệu (g/mã lực/giờ) | 185 |
| Áp suất mở vòi phun (kgf/cm ²) | 200 |
| Dầu bôi trơn | Nhớt 30 (SAE30, 20, 10W-30) |
| Thể tích dầu bôi trơn (lít) | 2,8 |
| Hệ thống đốt nhiên liệu | Phun nhiên liệu |
| Hệ thống khởi động | Tay quay, khởi động điện |
| Hệ thống đèn chiếu | 12V-25W |
| Hệ thống làm mát | Két nước |
| Thể tích nước làm mát (lít) | 2,1 |
| Trọng lượng (kg) | 105 |
| Kích thước: dài x rộng x cao (mm) | 747 x 347 x 472 |

4. LÝ THUYẾT CƠ SỞ

Hiệu suất nạp được định nghĩa như sau [3]:

$$\eta_n = \frac{V_a p_a T_s}{V_s p_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

ta có hiệu suất nạp :

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_s}{p_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} ; \frac{V_a}{V_s} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

$$\text{Suy ra : } \eta = f\left(\frac{p_a}{p_s}, \frac{T_s}{T_a}, \frac{1}{1 + \gamma_r}\right)$$

Do đó để nâng cao hiệu suất bằng cách : tăng áp suất p_a , giảm áp suất p_s , tăng nhiệt độ T_s , giảm nhiệt độ T_a , giảm hệ số khí sót γ_r .

a) Giảm hệ số khí sót

Khi vòng quay và phụ tải động cơ không đổi, giá trị hệ số khí sót phụ thuộc vào kết cấu buồng cháy, cơ cấu trao đổi khí. Nếu góc trùng điệp nhỏ, lượng khí sót không ra hết, chiếm thể tích buồng cháy, vì vậy lượng khí nạp mới vào có thể tích giảm. Nếu góc trùng điệp lớn, lượng khí sót sau khi ra được một phần lại quay trở về. Vì vậy góc trùng điệp phải phù hợp với kết cấu động cơ, cụ thể là động cơ RV125-2, hệ số khí sót $\gamma_r = 0,027$, sau khi kiểm tra và đã thấy phù hợp, vì vậy hệ số này không cải thiện.

b) Tăng nhiệt độ T_s , giảm nhiệt độ T_a

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

Trong đó ΔT - độ tăng nhiệt độ không khí trong quá trình nạp do tiếp xúc với vách xylanh, thông thường $\Delta T = 5 \div 15^\circ C$

Giới hạn thay đổi tỷ số T_s/T_a phụ thuộc chủ yếu vào độ sấy nóng không khí do tiếp xúc với vách xylanh, khối lượng và nhiệt độ khí sót.

c) Giảm áp suất p_s , tăng p_a

Nếu giả thiết các thông số trong hiệu suất nạp là hằng số, trừ các thông số đặc trưng gián tiếp cho tổn thất thủy lực tại cơ cấu nạp, thì

$$\text{phương trình hệ số nạp có dạng: } \eta = B \frac{p_a}{p_s}$$

Áp suất môi chất trong xylanh tại điểm a nhỏ hơn áp suất khí trước xupach nạp bằng tổn thất thủy lực Δp_a : $p_a = p_s - \Delta p_a$

Như vậy trị số p_a và p_s liên quan với nhau. Thay đổi p_s sẽ làm p_a thay đổi, bởi vậy cần phải xét đồng thời ảnh hưởng của hai thông số này tới hiệu suất nạp.

Tổn thất thủy lực Δp_a phụ thuộc vào hình dáng, tiết diện, độ nhám bề mặt cơ cấu nạp, cũng như tốc độ dòng khí chuyển động qua chúng. Đối

với động cơ đã chế tạo, chủ yếu ảnh hưởng đến Δp_a là tốc độ lưu động dòng khí. Dùng phương trình Becnuli để tính Δp_a . Để đơn giản cho việc tính ta giả thiết tốc độ ban đầu của dòng khí trước xupap nạp bằng không, khi đó :

$$\Delta p_a = \xi \frac{\gamma_{kn} w^2}{2g}$$

w - tốc độ lưu động dòng khí nạp qua xupap

γ_{kn} - trọng lượng riêng không khí nạp trước xupap

ξ - hệ số sức cản trên đường nạp

4.1 Áp suất và nhiệt độ không khí nạp p_0, T_0

Ta chọn áp suất khí nạp bằng áp suất khí quyển $p_0 = 0,1 \text{ Mpa}$.

Nhiệt độ trung bình của nước ta là $29^\circ C$, do đó. $T_0 = T_k = (t_{kk} + 273)K = 29 + 273 = 302K$.

Áp suất cuối quá trình nạp $p_a = 0,086 \text{ Mpa}$.

4.2 Áp suất và nhiệt độ khí nạp trước xú-páp nạp p_k, T_k

Áp suất p_k của động cơ bốn kỳ không tăng áp thường nhỏ hơn p_0 ($p_k < p_0$) vì khi đi vào đường ống nạp thường gặp lực cản của bầu lọc không khí.

Nhiệt độ khí nạp trước xu-páp nạp T_k tương đương với T_0 .

Chọn $p_k = 0,1013 \text{ Mpa}$ và $T_k = T_0 = 302K$.

4.3 Áp suất và nhiệt độ khí sót p_r, T_r

Do động cơ sử dụng một xupap xả và có gắn bộ tiêu âm trên đường thải, tiết diện thông qua nhỏ nên áp suất khí thải p_{th} ở giới hạn sau $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0 = 0,102 \text{ Mpa}$.

Đối với động cơ 4 kỳ không tăng áp có gắn bộ tiêu âm p_r, T_r có giá trị nằm trong phạm vi sau:

$P_r = (1,03 \div 1,06)p_{th}$, $T_r = 700 \div 900K$. Chọn $p_r = 0,1074Mpa$.

Động cơ có tỉ số nén ε lớn làm cho sản vật cháy được giãn nở triệt để nên chọn T_r có giá trị trung bình. Chọn $T_r = 820K$.

4.4 Độ tăng nhiệt độ khí nạp mới ΔT

Độ tăng nhiệt độ ΔT được xác định theo thực nghiệm $\Delta T = 10 \div 25^\circ C$. Do động cơ có đường nạp ngắn nên sự tiếp xúc giữa khí nạp và thành động cơ ít nên ta chọn ΔT ở giới hạn thấp $\Delta T = 15^\circ C$.

4.5 Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Theo TL2, trang 141, áp suất cuối quá trình nạp thường có giá trị sau: $p_a = [0,8 \div 0,9]p_k$

Chọn: $p_a = 0,848p_k = 0,086 MPa$

Trong đó: $p_k = 0,1013 MPa$: Áp suất khí nạp trước xú-páp nạp

4.6 Hệ số nạp η_v

Theo TL[1]:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_2 \lambda_2 \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right]$$

$$\Rightarrow \eta_v = \frac{1}{1,8 - 1} \cdot \frac{302}{302 + 15} \cdot \frac{0,086}{0,1013} \cdot \left[18 \cdot 1,06 - 1,11 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,1074}{0,086} \right)^{\frac{1}{1,5}} \right] = 0,8476$$

Trong đó

- m : chỉ số nén đa biến trung bình của không khí, chọn $m = 1,5$.

- λ_1 : Hệ số nạp thêm, biểu thị sự tương quan lượng tăng tương đối của hỗn hợp khí công tác sau khi nạp thêm so với lượng khí công tác chiếm chỗ ở thể tích V_a .

Theo TL[1], hệ số nạp thêm được chọn trong giới hạn $\lambda_1 = 1,02 \div 1,07$. Chọn hệ số nạp thêm $\lambda_1 = 1,06$.

- Hệ số hiệu chỉnh tỉ nhiệt λ_2 phụ thuộc vào hệ số dư lượng không khí α và nhiệt độ khí sót T_r .

Theo TL[1], thực nghiệm thống kê với động cơ Diesel ta có thể lấy $\lambda_2 = 1,11$.

- $\lambda_2 = 1$: do động cơ RV125-2 không quét buồng cháy.

4.7 Xác định hệ số khí sót γ_r

$$\gamma_r = \frac{\lambda_2 (T_k + \Delta T)}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_1 - \lambda_2 \lambda_2 \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}}$$

$$\gamma_r = \frac{1 \cdot (302 + 15)}{820} \cdot \frac{0,1074}{0,086} \cdot \frac{1}{18,106 - 1,11 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,1074}{0,086} \right)^{\frac{1}{1,5}}} = 0,027$$

4.8 Nhiệt độ cuối quá trình nạp T_a

Nhiệt độ môi chất cuối quá trình nạp T_a lớn hơn T_k và nhỏ hơn T_r là do kết quả của việc truyền nhiệt từ các bề mặt nóng tới môi chất mới khi tiếp xúc và việc hòa trộn của môi chất với khí sót lớn hơn.

Nhiệt độ cuối quá trình nạp được tính như sau:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{302 + 15 + 0,027 \cdot 820}{1 + 0,027} = 330K$$

4.9 Xác định các thông số cơ bản của cơ cấu phân phối khí nạp

Tính cao tốc của động cơ được xác định thông qua tốc độ trung bình của piston $V_p = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{90 \cdot 2400}{30} = 7,2(m/s)$. Theo bảng 1.4 TL[1]. Ta có $6(m/s) < V_p = 7,2 < 9(m/s)$. Do

đó động cơ RV125-2 là động cơ có tốc độ trung bình.

4.10 Tốc độ bình quân của dòng khí nạp

Theo TL[1] đối với động cơ tĩnh tại tốc độ của dòng khí nạp khi động cơ làm việc toàn tải thường nằm trong khoảng phạm vi sau: $v_{kn} = [30 \div 80]m/s$.

Tốc độ bình quân của dòng khí nạp được tính theo công thức:

$$v_{kn} = v_p \cdot \frac{D^2}{i \cdot d_{hn}^2} = 39,76 \text{ m/s} \in [v_{kn}]$$

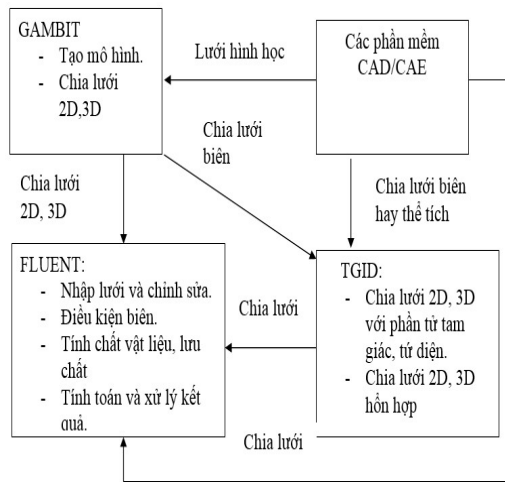
$$= 30 \div 80 \text{ m/s}$$

Trong đó:

- $v_p = 7,2 \text{ m/s}$: Tốc độ bình quân của piston
- $D = 94 \text{ mm} = 0,094 \text{ m}$: Đường kính piston
- $d_{hn} = 40 \text{ mm} = 0,040 \text{ m}$: Đường kính họng nạp
- $i = 1$: Số xú-páp

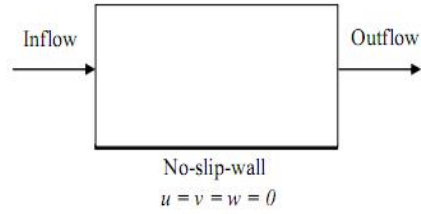
5. MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG HỌNG NẠP

5.1 Cấu trúc mô hình hóa :



Hình 5.1.

5.2 Điều kiện bài toán được mô hình như hình:



Hình 5.2

- Inflow – lưu chất vào
- Outlet – lưu chất ra
- No-slip-wall – tường rắn không trượt

5.2 Các điều kiện đầu

Để có thể giải quyết tốt một vấn đề nào đó, việc thu thập chính xác và đầy đủ các dữ kiện đầu vào là vô cùng cần thiết. Trong bài toán này các điều kiện đầu là:

- Vận tốc, áp suất và nhiệt độ không khí nạp p_0, T_0 .
- Áp suất, nhiệt độ không khí cuối quá trình nạp p_a, T_a .

Điều kiện đầu cho bài toán

Bảng 5.1

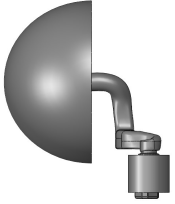
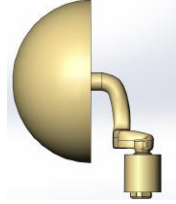
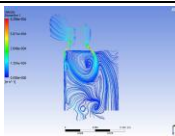
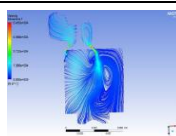
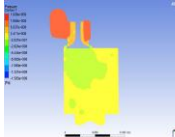
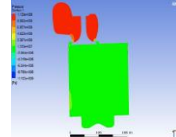
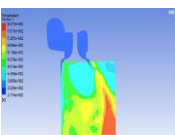
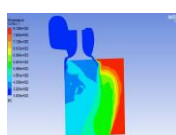
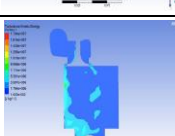
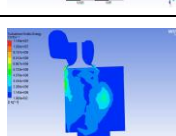
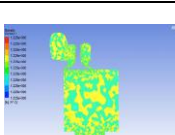
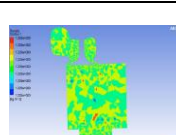
| | Áp suất (Mpa) | Nhiệt độ (K) | Vận tốc (m/s) |
|--------------|---------------|--------------|---------------|
| Inlet | 0,1013 | 302 | 39,76 |
| Outlet (0°) | -96816.7 | 815.79 | |
| Outlet(39°) | -66125.9 | 527.25 | |
| Outlet(102°) | -81080.3 | 362.437 | |
| Outlet(141°) | -87481.3 | 354.549 | |
| Outlet(180°) | -93189.5 | 359.592 | |

5.3 Điều kiện biên

Điều kiện biên cho bài toán này là điều kiện tường rắn không trượt (no slip solid wall), các thành phần vận tốc $u_w = v_w = w_w = 0$. Ta giả sử tường là tường đoạn nhiệt (adiabatic wall).

6. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Bảng 6.1

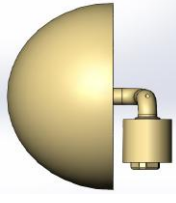
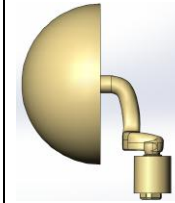
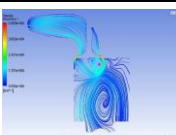
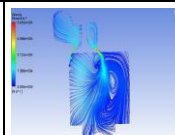
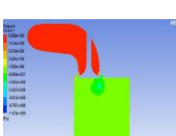
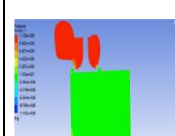
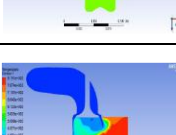
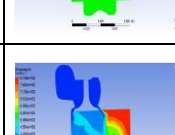
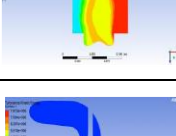
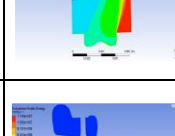
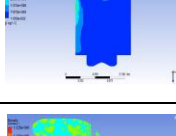
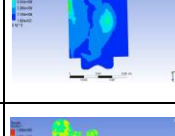
| | Phương án 1 | Phương án 2 |
|---|---|---|
| Tại GQTK = 180° L _{xupach} = 2,84 mm L _{piston} = 90,3 mm |  |  |
| Trường vận tốc |  |  |
| Trường áp suất |  |  |
| Trường nhiệt độ |  |  |
| Trường độ rớt |  |  |
| Trường mật độ |  |  |

Phương án 1 : trước cải tiến

Phương án 2 : sau cải tiến

Phương án 3 : sau cải tiến

Bảng 6.2

| | Phương án 3 | Phương án 2 |
|---|--|---|
| Tại GQTK = 180° L _{xupach} = 2,84 mm L _{piston} = 90,3 mm |  |  |
| Trường vận tốc |  |  |
| Trường áp suất |  |  |
| Trường nhiệt độ |  |  |
| Trường độ rớt |  |  |
| Trường mật độ |  |  |

7. NHẬN XÉT

Từ kết quả có bảng nhận xét tóm tắt sau :

Bảng 7.1

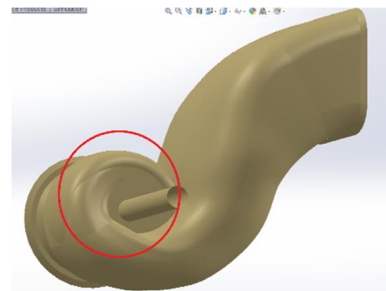
| $\eta = f\left(\frac{p_a}{p_s}, \frac{T_s}{T_a}, \frac{1}{1+\gamma_r}\right)$ | Trước cải tiến (PA1) | Sau cải tiến (PA2) | Sau cải tiến (PA3) |
|---|-------------------------|----------------------------|-------------------------|
| Vận tốc | Tán nhiều phương | Xoáy lớn tập trung tại tâm | Tán nhiều phương |
| Nhiệt độ (T_a) | Cao hơn | Thấp hơn | Cao hơn |
| Áp suất (p_a) | Thấp hơn | Cao hơn | Thấp hơn |
| Độ rối | Thấp hơn | Cao hơn | Thấp hơn |
| Mật độ | Phân bố không đều, thưa | Phân bố đều, đậm | Phân bố không đều, thưa |

Như vậy hiệu suất $\eta = f\left(\frac{p_a}{p_s}, \frac{T_s}{T_a}, \frac{1}{1+\gamma_r}\right)$

của họng nạp sau cải tiến được tăng.

Vận tốc hình dạng trước cải tiến tán nhiều phương, còn sau cải tiến tập trung xoáy lớn ở tâm buồng cháy, sờ dĩ như vậy vì kết cấu họng nạp trước xupap nạp có dạng hình cầu, phía trên đỉnh được thiết kế vùng xoáy chính điều này sẽ định hướng dòng khí vào xupap là xoáy nhằm tăng chuyển động rối là độ rối khối khí trong xy lanh tăng rõ rệt, đồng thời giảm tổn thất lớp ma sát mỏng trên bề mặt thành dẫn đến giảm tổn thất áp

Δp , như vậy giá trị $p_a = p_s - \Delta p$ tăng so với họng cũ.



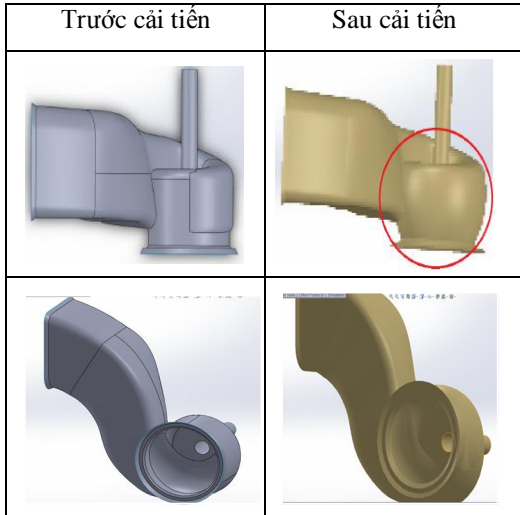
Hình 7.1

Qua mô phỏng CFD, kết quả cho thấy họng nạp mới được thiết kế hình học dạng cầu, giúp quá trình tăng áp khu vực này diễn ra ít hơn so với cấu trúc hình học dạng trụ.

Áp suất họng cải tiến chỉ tăng áp tập trung nơi xupap, còn áp suất họng cũ tập trung nơi xupap và trước xupap, sự tăng áp suất khu vực rộng này làm cản trở dòng khí di chuyển từ ngoài vào bên trong xy lanh, dẫn đến mật độ phân tử bên trong xy lanh giảm, phân bố không đều, làm quá trình cháy bị dư nhiên liệu, với thiết kế họng mới, không khí di chuyển dễ dàng trên đường ống nạp, nên mật độ phân tử bên trong xy lanh nhiều, nhiên liệu cháy kiệt, tiết kiệm, tăng công suất, lượng chất thải ô nhiễm thải ra ngoài giảm. Đồng thời, do mật độ phân tử nhiều nên nhiệt độ trong xy lanh giảm, giúp các chi tiết bên trong bền hơn.

Như vậy phương án 2 với biên dạng họng nạp được thiết kế cải tiến tốt hơn. (vị trí cải tiến được khoanh tròn).

Bảng 7.2



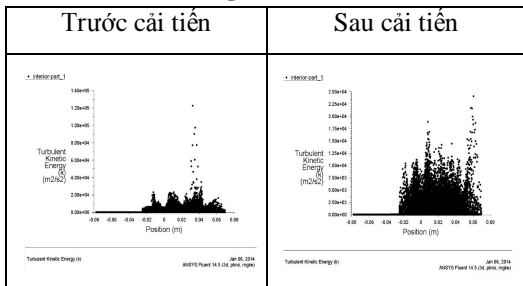
Với kết cấu họng nạp mới có nhược điểm là gia công khó hơn dẫn đến chi phí chế tạo đắt hơn so với kết cấu họng nạp cũ.

8. KẾT LUẬN

Kết quả nghiên cứu cho thấy khả năng tăng động năng (TKE) của dòng khí nạp rất cao, trường vận tốc xoáy lớn tập trung ở tâm và dần tản đều về các phương, áp suất phân bố đều, nhiệt độ thấp hơn, mật độ không khí đậm hơn làm tăng khả năng hòa trộn nhiên liệu, giúp quá trình cháy diễn ra tốt hơn, nhiên liệu cháy kiệt hơn nên lượng khí thải độc hại thải ra ít hơn, tiết kiệm nhiên liệu hơn. Mặc khác, do nhiệt độ thấp hơn nên các chi tiết có tuổi thọ bền hơn.

Đồ thị định lượng độ rối trước và sau cải tiến.

Bảng 7.3



A study on modification of intake port of small di diesel engine for improvement of charging efficiency

- Vo Thanh Vang
- Huynh Thanh Cong

Key-Lab for Internal Combustion Engine, Ho Chi Minh City University of Technology, VNU-HCM

ABSTRACT

This paper presents a study on modifying the intake port (inside cylinder head) of small diesel engine to increase charging efficiency. The charging efficiency is an important parameter to influence to engine combustion and emission. This parameter is a function of many major parameter of engines, such as: engine intake port structure. In this work, the working fluid inside the intake manifold and

intake port is modelled and simulated by CAD/CFD softwares, using the input experimental parameters. The counter-measures are proposed to study and the simulation results show that the improvement of charging efficiency could be obtained under the new-models. The turbulent kinetic energy is also increased and promotes to increase charging efficiency

Key words: small diesel engine, intake port, charging efficiency

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Văn Thị Bông – Vy Hữu Thành – Nguyễn Đình Hùng (2007), Hướng dẫn đồ án môn học Động Cơ Đốt Trong, NXB Đại Học Quốc Gia, Tp.HCM.
- [2]. Văn Thị Bông-Huỳnh Thanh Công, Lý thuyết động cơ đốt trong, NXB Đại Học Quốc Gia TP.HCM. (2011)
- [3]. Lê Viết Lượng, Lý thuyết động cơ Diesel, NXB Giáo Dục. (2004)
- [4]. Một số mô hình tính toán động lực học lưu chất sử dụng phần mềm Fluent và Gambit, TS Vũ Công Hòa, Trần Ngọc Phong, Tống Duy Tân, bộ môn Cơ Kỹ Thuật, khoa Khoa Học Ứng Dụng, ĐH Bách Khoa Tp.HCM
- [5]. Flow measurements using combustion image velocimetry in diesel engines, Henrik W. R. Dembinski
- [6]. Design and Analysis of Intake Port of Diesel Engine for Target Value of Swirl, S.K. Sabale*, S.B. Sanap
- [7]. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, F. Payri *, J. Benajes, X. Margot *, A. Gil